

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 62-072955

(43)Date of publication of application : 03.04.1987

(51)Int.Cl.

F16H 39/14
B60K 17/10

(21)Application number : 60-208338

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 20.09.1985

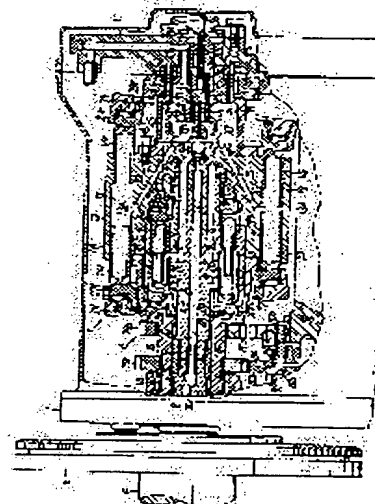
(72)Inventor : KAWAHARA EIICHIROU
IKEJIRI KENICHI
YAMAGUCHI KOJI

(54) HYDRAULIC SPEED CHANGE GEAR FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PURPOSE: To prevent the leak of working oil so as to prevent the engine brake effect from being lowered by providing a sealing part, which is made of a material whose coefficient of thermal expansion is greater than that of a support shaft, at a place between a fixed shaft and the support shaft, thereby forming a micro-clearance between the sealing part and the support shaft.

CONSTITUTION: An oil chamber 38 consists of an internal high oil pressure chamber 38h and an external low oil pressure chamber 38l. In order to seal up the low oil pressure chamber 38l, a ring-shaped sealing part 60 is provided on the outer peripheral surface of a fixed shaft 44, and a micro-clearance 61 is formed between the sealing part 60 and a support shaft 17. Accordingly, since the sealing part 60 does not touch the support shaft 17, the high pressure does not act on the sealing part 60 even when the decelerating action takes place during the high speed running, thereby ensuring sufficient engine brake. In addition, since the sealing part 60 is made of a material whose coefficient of thermal expansion is greater than that of the support shaft 27, the micro-clearance 61 becomes smaller as the oil temperature goes up. Thus, despite the lowering in viscosity of the working oil, the sealing function is maintained and the lowering of the engine brake effect can be prevented.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

Best Available Copy

THIS PAGE BLANK (USPTO)

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

昭62-72955

⑮ Int. Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 昭和62年(1987)4月3日

F 16 H 39/14
B 60 K 17/10

8312-3J
C-7721-3D

審査請求 有 発明の数 1 (全8頁)

⑭ 発明の名称 車両用油圧式変速機

⑰ 特 願 昭60-208338

⑱ 出 願 昭60(1985)9月20日

| | | |
|---------|------------|---------------------------|
| ⑲ 発 明 者 | 河 原 鏐 一 郎 | 和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内 |
| ⑲ 発 明 者 | 池 尻 憲 一 | 和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内 |
| ⑲ 発 明 者 | 山 口 弘 二 | 和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内 |
| ⑳ 出 願 人 | 本田技研工業株式会社 | 東京都港区南青山2丁目1番1号 |
| ㉑ 代 理 人 | 弁理士 落 合 健 | |

明 細 書

他方との間に環状の微小間隙を形成して設けられることを特徴とする車両用油圧式変速機。

1. 発明の名称

車両用油圧式変速機

2. 特許請求の範囲

斜板式油圧ポンプを圍繞する斜板式油圧モータのモータシリンダに分配端壁が設けられ、該分配端壁には油室を画成して基本的に円筒状の支軸が固設され、分配端壁に摺接して前記油室内を高压油室と低压油室とに区画する分配環を先端に有する固定軸が、前記支軸内に挿入され、前記分配端壁は、前記油圧ポンプおよび前記油圧モータ、ならびに前記高压油室および前記低压油室間での作動油の授受を行なうべく構成され、前記油圧ポンプおよび前記油圧モータ間が油圧閉回路をなして連結される車両用油圧式変速機において、前記固定軸および支軸の一方には、他方よりも熱膨張率の大なる材料により形成されたシール部が、前記

3. 発明の詳細な説明

4. 発明の目的

(1) 産業上の利用分野

本発明は、斜板式油圧ポンプを圍繞する斜板式油圧モータのモータシリンダに分配端壁が設けられ、該分配端壁には油室を画成して基本的に円筒状の支軸が固設され、分配端壁に摺接して前記油室内を高圧油室と低圧油室とに区画する分配環を先端に有する固定軸が、前記支軸内に挿入され、前記分配端壁は、前記油圧ポンプおよび前記油圧モータ、ならびに前記高圧油室および前記低圧油室間での作動油の授受を行なうべく構成され、前記油圧ポンプおよび前記油圧モータ間が油圧閉回路をなして連結される車両用油圧式変速機に関する。

(2) 従来の技術

従来、かかる油圧式変速機において、低圧油室

によりエンジnbrake効果が低下してしまう。

本発明は、かかる事情に鑑みてなされたものであり、支軸および固定軸間のシールを、油温上昇によるエンジnbrake効果の低下を防止するとともに耐久性をも確保して行なうようにした車両用油圧式変速機を提供することを目的とする。

5. 発明の構成

(1) 問題点を解決するための手段

本発明によれば、固定軸および支軸の一方には、他方よりも熱膨張率の異なる材料により形成されたシール部が、前記他方との間に環状の微小間隙を形成して設けられる。

(2) 作 用

固定軸および支軸の一方に設けられたシール部は、固定軸および支軸の他方に接触しないので、耐久性が向上する。しかも環状の微小間隙は油温の上昇に応じて小さくなり、作動油の粘度低下に

のシールは、油圧モータのモータシリンダとともに回転する支軸と、固定軸との間に、接触式シール部材たとえばシールリングを介装することによつて行なわれている。

(3) 発明が解決しようとする問題点

ところで、かかる油圧式変速機では、車両減速時に油圧モータがポンプ作用を生じ、その吐出により油圧ポンプがモータとして回転しようとすることにより、エンジnbrakeが得られるのであるが、高速走行時にそのような減速作用を生じると、前記シール部材に高回転摩擦および高圧が働き、シール部材の耐久性向上好ましくない。

そこで、支軸および固定軸間に、少なくともいづれか一方との間に所定の間隙を有するような非接触式シール部材を介装することが考えられる。ところが、油温が上昇すると作動油の粘度が低下するので前記間隙から漏れる油量が増加し、これ

拘らず、十分なシール機能を果たすることができる。

(3) 実 施 例

以下、図面により本発明の実施例について説明すると、先ず本発明の第1実施例を示す第1図において、油圧式無段変速機Tと、前、後進歯車装置Gとから車両用伝動装置が構成され、これらT、Gはミッションケース1内に收容される。

油圧式無段変速機Tは、定容量型斜板式油圧ポンプPと、可変容量型油圧モータMとより構成される。

油圧ポンプPは、左側に入力軸2、右端に支軸3を突出させたポンプシリンダ4を有し、その入力軸2は中央部で2分され、その两部分がスプライン連結筒5を介して相互に軸方向にのみ移動可能に連結され、そしてその先端部はミッションケース1の左側壁を貫通して外部に突出し、そこでエンジnbrakeクラック軸Eに付設したフライホイール

6と連結される。

ポンプシリンダ4には多数の貫通段付シリンダ孔7, 7...が該シリンダ4の回転中心を囲む環状配列に穿設され、図示例では各段付シリンダ孔7は、左半分が大径孔7ℓ、右半分が小径孔7rとされ、それらの段差部が受圧面8に形成される。上記各段付シリンダ孔7には相対向する大小一對のポンプブランジャ9ℓ, 9rが摺合してそれらの間にポンプ油室7Aを画成する。両ブランジャ9ℓ, 9rはそれぞれ底部を外端に向けた有底円筒形をなし、大径ポンプブランジャ9ℓの中空部には両ブランジャ9ℓ, 9rを互いに離反方向に弾発するコイルばね11が収容され、小径ポンプブランジャ9rの中空部には、上記ばね11内に挿入されてその座屈を防止するばね案内棒10の基部が嵌着される。そのばね案内棒10はポンプブランジャ9ℓ, 9rより比重の軽い材料により

持される。モータシリンダ12はその内側でポンプシリンダ4の支軸3をベアリング22を介して支持し、そしてその支軸3端面と分配端壁12aとを密接させる。支軸3の端部外周にはモータシリンダ12の内周面に接するシールリング23が嵌装される。

またモータシリンダ12の内側には左方のポンプブランジャ9ℓ群および右方のポンプブランジャ9r群の各外端にそれらの軸線に対しそれぞれ一定角度傾斜して当接する対称的配置の左右一對のポンプ斜板24ℓ, 24rがスラストおよびラジアルベアリング25ℓ, 26ℓ; 25r, 26rを介して支持される。而して各ポンプ斜板24ℓ, 24rはモータシリンダ12との相対回転時に、前記コイルばね11と協働して各ポンプブランジャ9ℓ, 9r群に往復動を与えて吸入および吐出行程を繰返させることができる。

成形されている。

一方、油圧モータMは、ポンプシリンダ4を圍繞する、それと同心のモータシリンダ12を有し、このモータシリンダ12には多数の貫通シリンダ孔13, 13...が該シリンダ12の回転中心を囲む環状配列に穿設され、またその右端には分配端壁12aが一体に形成される。上記各孔13には相対向する同径一對のモータブランジャ14ℓ, 14rが摺合してそれらの間にモータ油室13Aを画成する。更にモータシリンダ12の左、右両端面には中空の出力軸16および基本的に円筒状の支軸17がそれぞれボルト15により固着され、その出力軸16は外周面をベアリング18を介してミッションケース1の左端壁に支持され、その内周面ではベアリング19, 20を介して前記入力軸2を支持する。また支軸17は外周面をベアリング21を介してミッションケース1の右端壁に支

また油圧モータMにおいては、左方のモータブランジャ14ℓ群および右方のモータブランジャ14r群の各外端にそれぞれ当接する左右一對のモータ斜板27ℓ, 27rが対称的に配置される。これらモータ斜板27ℓ, 27rをスラストおよびラジアルベアリング28ℓ, 29ℓ; 28r, 29rを介してそれぞれ支持する斜板棒31ℓ, 31rはモータシリンダ12の回転軸線と直交する軸線をもつトラニオン軸(図示せず)をそれぞれ一体に有し、それらの軸は、ミッションケース1に回転自在に支持されると共に、運動装置(図示せず)を介して互いに運動連結される。而して両モータ斜板27ℓ, 27rは、各モータブランジャ14ℓ, 14r群に対し垂直となる直立位置から図示の最大傾斜位置へ対称的に傾動でき、そしてそれらの傾斜位置でモータシリンダ12が回転するとき、各モータブランジャ14ℓ, 14r

群に順次往復動を与えて膨張および収縮行程を繰返させることができ、それらブランジヤ14ℓ, 14rの摺動ストロークはモータ斜板27ℓ, 27rの傾斜角度により決定される。

油圧ポンプPと油圧モータMとの間には次のようにして油圧閉回路が形成される。即ちモータシリンダ12の支軸17に分配端壁12aが臨む油室38が形成され、その油室38に、分配端壁12aにそれぞれ穿設した多数の連絡ポート39, 39…と各一つの吐出ポート41および吸入ポート42とが開口し、吐出ポート41の開口端はモータシリンダ12の回転中心線上に、連絡ポート39, 39…の開口端は吐出ポート41を囲む同一円上に、また吸入ポート42は連絡ポート39群の外側にそれぞれ位置する。ミツシヨンケース1に位置決めピン43を介して位置決め固定された固定軸44は支軸17の外端より油室38に突入し、

転により入力軸2を介してポンプシリンダ4が回転されると、ポンプブランジヤ9ℓ, 9rの吐出行程によりポンプ油室7Aで生成された高圧油は吐出ポート41から高圧油室38Aへ、さらにそれと連通状態の連絡ポート39を経て膨張行程のモータ油室13Aに流入してその油室に臨む対向ブランジヤ14ℓ, 14rに推力を与え、一方、収縮行程のモータブランジヤ14ℓ, 14rにより排出される作動油は低圧油室28ℓに連通する連絡ポート39および吸入ポート42を介して吸入行程のポンプ油室7Aに還流する。この間、吐出行程のポンプブランジヤ9ℓ, 9rがポンプ斜板24ℓ, 24rを介してモータシリンダ12に与える反動トルクと、膨張行程のモータブランジヤ14ℓ, 14rがモータ斜板27ℓ, 27rから受ける反動トルクとの和によりモータシリンダ12が回転され、その出力軸16から出力される。

その突入端部に分配環45がモータシリンダ12の回転中心に対し一定量偏心して取付けられる。この分配環45は分配端壁12aに摺接して油室38を内側の高圧油室38Aと外側の低圧油室38ℓとに区分し、その高圧油室38Aを介して前記吐出ポート41と膨張行程のモータ油室13Aに連なる連絡ポート39とが連通し、低圧油室38ℓを介して吸入ポート42と収縮行程のモータ油室13Aに連なる連絡ポート39とが連通する。一方、分配端壁12aに当接するポンプシリンダ4の支軸3端面には、各ポンプ油室7Aに連なる多数の連絡ポート47, 47…が開口し、それらポートのうち、吐出行程のポンプ油室7Aに連なるものが前記吐出ポート41に、また吸入行程のポンプ油室7Aに連なるものが前記吸入ポート42にそれぞれ連通するようになっている。

上記構成において、エンジンクランク軸Dの回

この場合、ポンプシリンダ4に対するモータシリンダ12の変速比は次式によつて与えられる。

$$\text{変速比} = \frac{\text{ポンプシリンダ4の回転数}}{\text{モータシリンダ12の回転数}} = 1 + \frac{\text{油圧モータMの容量}}{\text{油圧ポンプPの容量}}$$

上式より明らかなように、油圧モータMの容量を零から最大値まで変えれば、変速比を1から或る必要な値まで変えることができ、そして油圧モータMの容量は対向モータブランジヤ14ℓ, 14rのストロークにより決定されるので、両モータ斜板27ℓ, 27rを前述のように直立位置から最大傾斜角まで傾動させることにより上記変速作用を無段階に得ることができる。

固定軸44は中空に形成されており、その側壁には、高、低圧油室38A, 38ℓ間を連通し得る短絡ポート51が穿設され、そのポート51を開閉する円筒状のクラッチ弁52が固定軸44の中空部に回転自在に嵌合される。クラッチ弁52は

先端部側壁に制御溝 53 を、また基端部に図示しないクラッチ制御装置に連なる回動板 54 をそれぞれ備え、その回動板 54 の回動操作により制御溝 53 を短絡ポート 51 に合致させて短絡ポート 51 を全開にしたときクラッチ・オフ状態、制御溝 53 を短絡ポート 51 の位置からずらせて短絡ポート 51 を全閉にしたときクラッチ・オン状態（図示状態）、短絡ポート 51 を半開にしたとき半クラッチ状態が得られる。即ち、クラッチ・オフ状態では吐出ポート 41 から高圧油室 38h に吐出される作動油が短絡ポート 51 を通して低圧油室 38l、したがって吸入ポート 42 に直ちに短絡して油圧モータ M を不作動にし、またクラッチ・オン状態では上記のような作動油の短絡が阻止され、油圧ポンプ P からモータ M への作動油の循環作用が生じ、通常の伝動が行われる。

クラッチ弁 52 には、パイロット弁 55 により

第 2 図を併せて参照して、低圧油室 38l のシールを果すために、固定軸 44 の外周面には、シール部 60 が設けられる。このシール部 60 は、リング状に形成されたものを、固定軸 44 の外周面に固着して成るものであり、固着構造としては嵌合、接着、圧着のいずれであつてもよく、またメッキや溶射によつてシール部 60 を形成してもよい。しかもこのシール部 60 の外面と支軸 17 の内面との間には環状の微小間隙 61 が形成される。

ところで、同心状に配置された 2 つの部材間からの流体漏出量 Q は、一般的に次式で与えられる。

$$Q = \frac{\pi d h^3}{12 \mu} \cdot \frac{\Delta P}{l}$$

ここで、符号 d は内方の部材の直径、符号 h は内外兩部材間の間隙、符号 ΔP はシールすべき部分の圧力差、符号 l はシール構造を施した部分の長

操作される油圧サーボモータ 57 が内蔵され、そのサーボピストン 58 の先端部はクラッチ弁 52 の内径より小径の弁杆 58a に形成されて高圧油室 38h に突入し、その先端に吐出ポート 41 に対する閉塞弁 59 が首振り可能に付設されている。而してサーボピストン 58 の左動により閉塞弁 59 を分配端壁 12a に密着させれば吐出ポート 41 を閉じることができる。この閉塞はモータ斜板 27l、27r を直立状態にして変速比を 1:1 に制御したとき行うもので、これによりポンプブランジャ 9l、9r を油圧的にロックしてポンプシリンダ 4 からポンプブランジャ 9l、9r 群およびポンプ斜板 24l、24r を介してモータシリンダ 12 を機械的に駆動することができ、その結果、モータブランジャ 14l、14r のモータ斜板 27l、27r に与える推力が消失し、その推力による各部ベアリングの負荷が取り除かれる。

さ、符号 μ は流体粘度である。

上記式から明らかなように、作動油の油温が上昇して粘度 μ が低下すると、漏出量 Q が増大するものであり、この漏出量 Q を低減するには、間隙 h を小さくすることが望まれる。

そこで、本発明に従えば、シール部 60 が、支軸 17 より熱膨張率の大なる材料により形成される。そうすると、油温が上昇したときに、シール部 60 が支軸 17 よりも大きな割合で径方向に膨張し、微小間隙 61 が小さくなる。これにより漏出量 Q の低減が可能となる。なお、微小間隙 61 は、必要なエンジンブレーキの効果に応じて設定される。

再び第 1 図を参照して、前、後進歯車装置 C は、出力軸 16 に固設された一対の駆動歯車 79、79、を有し、一方の駆動歯車 79、に嚙合する被動歯車 80、と、他方の駆動歯車 79、に中間

歯車 81 を介して噛合する被動歯車 80 とが、出力軸 16 と平行にしてミッションケース 1 に回転自在に支承された副軸 78 に回転自在に設けられる。両被動歯車 81, 81 は各対向部に駆動クラッチ歯輪 82, 82 を一体に有し、それらの間に副軸 78 に固設した被動クラッチ歯輪 83 が配設され、このクラッチ歯輪 83 はそれに常時係合する環状のクラッチ部材 84 を介して駆動クラッチ歯輪 82、または 82 と選択的に連結することができる。

さらに副軸 78 には、図示しない差動装置に連結した歯車（図示せず）が設けられており、クラッチ部材 84 の動作に応じて前記作動装置が車両の前進方向および後進方向に切換えて駆動される。

次にこの実施例の作用について説明すると、シール部 60 は、支軸 17 に接触しないので、車両の高速走行時に減速作用を生じても、シール部 60

に高回転摩擦および高圧が作用することなく、耐久性能を向上することができる。しかも、シール部 60 と支軸 17 との間の微小間隙 61 は、充分なエンジンプレーキ効果が得られるように設定されるので、非接触式であつても充分なエンジンプレーキを得ることができる。

また作動油の油温が上昇したときを想定すると、微小間隙 61 がより小さくなることにより、作動油の粘度低下にも拘らず、充分なシール機能が得られ、したがつてエンジンプレーキ効果の低下が防止される。

第 3 図は本発明の第 2 実施例を示すものであり、上述の実施例とは逆に、固定軸 44 よりも熱膨張率の大なる材料により形成されたシール部 62 が固定軸 44 の外周面との間に微小間隙 63 を形成して支軸 17 の内面に設けられる。

第 4 図、第 5 図および第 6 図は、本発明の第 3、

第 4 および第 5 実施例をそれぞれ示すものであり、第 3 実施例では固定軸 44 に設けたシール部 64 の外面に複数の環状溝 65 が設けられ、第 4 実施例では固定軸 44 に設けたシール部 60 に対向する部分で支軸 17 の内面に複数の環状溝 66 が設けられ、第 5 実施例では固定軸 44 に設けたシール部 67 に複数の環状突部 68 が設けられるとともに、それらの環状突部 68 に対応して支軸 17 の内面に複数の環状溝 69 が設けられる。

このような第 3 ～第 5 実施例では、作動油の流れ抵抗が大となり、作動油の漏出がより一層低減される。

第 7 図は本発明の第 6 実施例を示すものであり、固定軸 44 は支軸 17 よりも熱膨張率の大なる材料で形成され、この固定軸 44 には、支軸 17 の内面との間に環状の微小間隙 70 を形成すべく、半径方向外方に突出したシール部 71 が一体的に

設けられる。

第 8 図は本発明の第 7 実施例を示すものであり、第 1 実施例と同様のシール部 60 に加えて、支軸 17 および固定軸 44 間には軸受 72 が介装され、この軸受 72 により支軸 17 のたわみが防止される。

第 9 図は本発明の第 8 実施例を示すものであり、二層構造にしたシール部 73 が固定軸 44 の外面に設けられる。すなわち、シール部 73 は、支軸 17 よりも熱膨張率の大なる内輪部分 74 と、支軸 17 および内輪部分 74 よりも熱膨張率の大なる外輪部分 75 とを、一体に結合して成るものであり、外輪部分 76 の厚みの調節により、支軸 17 およびシール部 73 間の微小間隙 76 の変化量を調節可能である。

C. 発明の効果

以上のように本発明によれば、固定軸および支

軸の一方には、他方よりも熱膨張率の大なる材料により形成されたシール部が、前記他方との間に現状の微小間隙を形成して設けられるので、油温の上昇に応じて微小間隙を小さくすることにより作動油の漏出を極力防止し、エンジンブレーキ効果の低下を防止することができるとともに、耐久性をも向上することができる。

4. 図面の簡単な説明

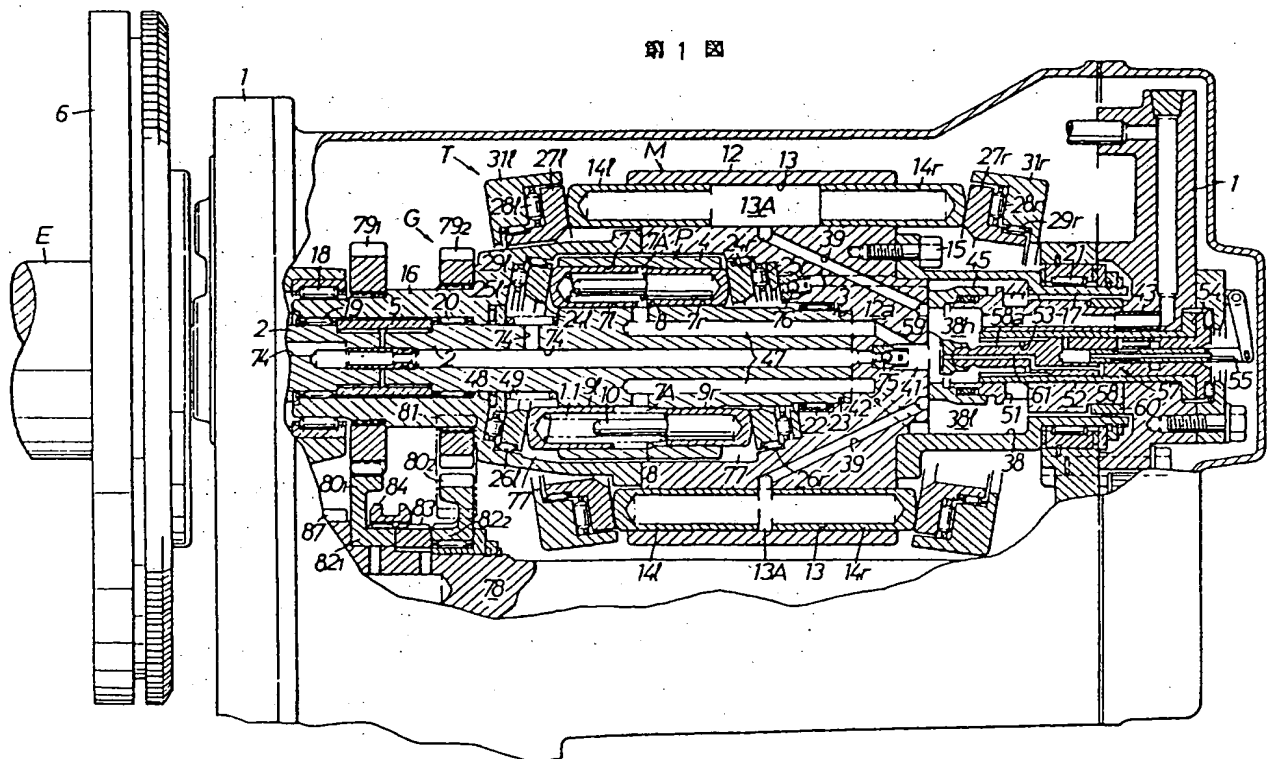
第1図および第2図は本発明の第1実施例を示すものであり、第1図は車両用伝動装置の縦断側面図、第2図は第1図の要部拡大断面図、第3図、第4図、第5図、第6図、第7図、第8図および第9図は本発明の第2、第3、第4、第5、第6、第7および第8実施例の第2図に対応した断面図である。

1 2…モータシリンダ、1 2 a…分配端壁、1 7…支軸、3 8…油室、3 8 A…高圧油室、3 8 B

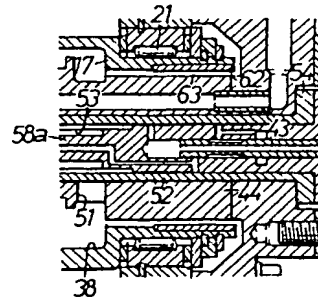
…低圧油室、4 4…固定軸、4 5…分配環、6 0、6 2、6 4、6 7、7 1、7 3…シール部、6 1、6 3、7 0、7 6…微小間隙、M…斜板式油圧モータ、P…斜板式油圧ポンプ

特許出願人 本田技研工業株式会社

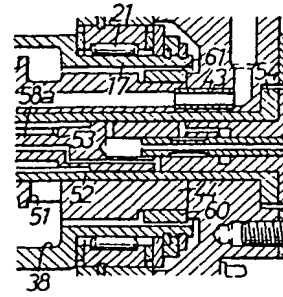
代理人 弁理士 落 合



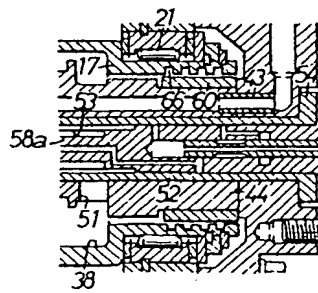
第3図



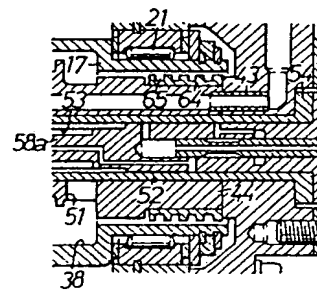
第2図



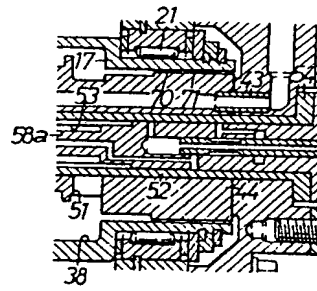
第5図



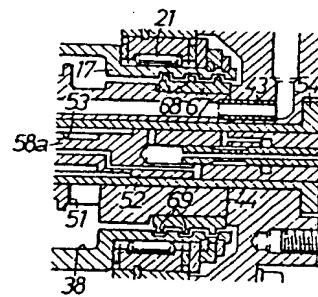
第4図



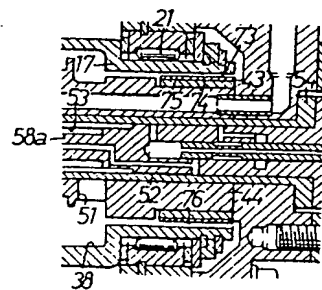
第7図



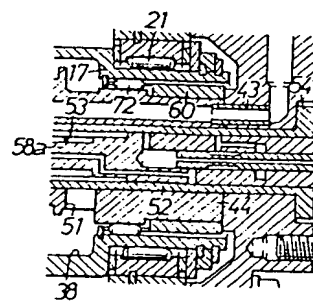
第6図



第9図



第8図



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)